ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 534.1:621.01

В.Г. МИРОШНИЧЕНКО, Д.О. КОЗЫРЕВ

АНАЛИЗ СТРУКТУРЫ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРИВОДА ПОЛИРОВАЛЬНОГО СТАНКА 3ПД-320А

Приведены результаты анализа возможности разделения движений на «быстрые» и «медленные» в целях снижения порядка анализируемой системы.
Ключевые слова: *моделирование, привод.*

Введение. Механизм полировального станка включает в себя две подсистемы, формирующие рабочие движения. Одной является привод опорного диска, а другой — привод, обеспечивающий «качательные движения притира». Оба привода созданы на основе электродвигателей постоянного тока, содержат ременную передачу и червячный редуктор. Наличие червячного редуктора позволяет предполагать незначительное влияние динамики процесса трения на динамические характеристики двигателя привода опорного диска. Привод качаний содержит четырехзвенный механизм, который характеризуется зависимостью момента инерции от угла поворота ведущего кривошипа.

Таким образом, представляет интерес определение устойчивого предельного цикла среди стационарных решений [1]. В этом случае необходимо оценить возможность разделения движений на «быстрые» и «медленные». Причиной такого действия, в первую очередь, является необходимость снижения порядка анализируемой системы путем получения вырожденной системы. Кроме того, как известно [1], «медленные» движения задают траекторию движения обобщенных координат, в нашем случае это движение детали по отношению к опорному диску, а «быстрые» движения — это смещение детали относительно траектории медленных движений.

При оценке поведения фрикционной системы необходимо учесть влияние динамических характеристик самого станка, причем в рассматриваемом случае технологическая машина обладает двумя приводами постоянного тока и кривошипно-ползунным механизмом привода качаний. Последнее означает, что система привода качаний является существенно нелинейной, с циклическим законом функционирования [2, 3].

Постановка задачи. Рассмотрим динамическую модель механизма станка 3ДП-320 (рис. 1). Он представляет собой систему с тремя обобщенными координатами. Две из них определяются наличием плавно регулируемых привода вращения опорного диска шпинделя (φ_1) и привода механизма качаний диска притира (φ_2). Третья степень свободы проявляется в относительном вращении диска притира относительно оси рычага механизма качаний. В приводах используются электродвигатели постоянного тока с независимым возбуждением, ременные передачи и червячные редукторы. Эти элементы привода одинаковы как по φ_1, так и по φ_2.

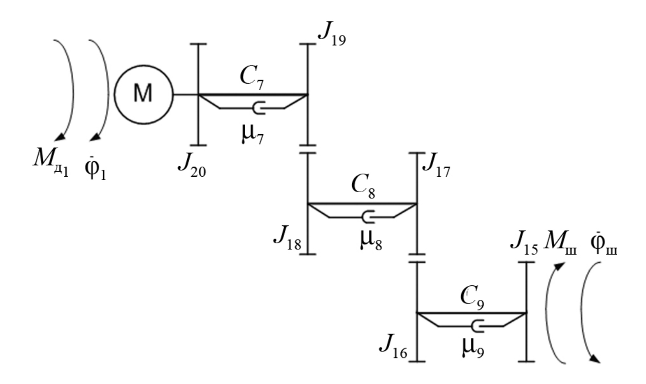


Рис. 1. Механизм привода шпинделя

Построим динамическую модель в виде графа и разделим ее на парциальные подсистемы (включающие по одному упругому, диссипативному и демпфирующему элементу) (рис. 2). Так как привод шпинделя и привод механизма качания частично совпадают, строим граф для общей части.

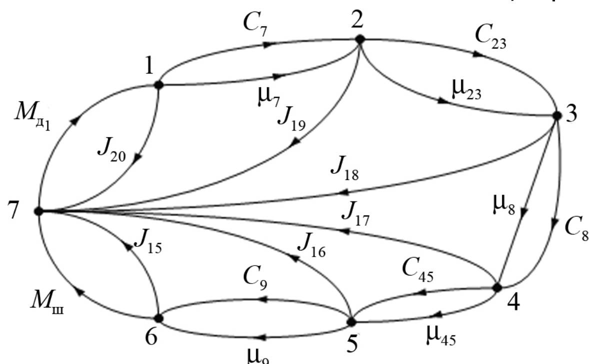


Рис. 2. Граф привода шпинделя

На основании матрицы инцидентности составляем систему уравнений привода шпинделя:

$$(J_{20}+J_{21})\frac{d\omega_{20}}{dt}=\left(M_1^{Dv}-M_7^U-\mu_1(\omega_{20}-\omega_{19})\right), \qquad \frac{dM_1^U}{dt}=C_1(\omega_{20}-\omega_{19}),$$

$$J_{19}\frac{d\omega_{19}}{dt}=\left(M_1^U-M_2^U-\mu_2(\omega_{19}-\omega_{18})\right), \qquad \frac{dM_2^U}{dt}=C_2(\omega_{19}-\omega_{18}),$$

$$J_{18}\frac{d\omega_{18}}{dt}=\left(M_2^U-M_3^U-\mu_3(\omega_{18}-\omega_{17})\right), \qquad \frac{dM_3^U}{dt}=C_3(\omega_{18}-\omega_{17}),$$

$$J_{17}\frac{d\omega_{17}}{dt}=\left(M_3^U-M_4^U-\mu_4(\omega_{17}-\omega_{16})\right), \qquad \frac{dM_4^U}{dt}=C_4(\omega_{17}-\omega_{16}),$$

$$J_{16}\frac{d\omega_{16}}{dt}=\left(M_4^U-M_5^U-\mu_5(\omega_{16}-\omega_{15})\right), \qquad \frac{dM_5^U}{dt}=C_5(\omega_{16}-\omega_{15}),$$

$$J_{15}\frac{d\omega_{15}}{dt}=\left(M_5^U-M_1^{Tr}\right).$$

Запишем систему уравнений привода опорного диска в матричном виде:

$$p\mathbf{Ud}=\mathbf{Ad}\cdot\mathbf{Ud}+\mathbf{B},$$

где $\mathbf{Ud}^{ò}=\begin{pmatrix}I_1 & \omega_{20} & \omega_{19} & \omega_{18} & \omega_{17} & \omega_{16} & M_1^U & M_2^U & M_3^U & M_4^U & M_5^U\end{pmatrix}$ — вектор неизвестных величин; $\mathbf{B}^{ò}=\begin{pmatrix}\frac{1}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\end{pmatrix}\cdot\mathbf{U}$ — вектор возмущающих воздействий; p — оператор Лапласа; $\mathbf{Ad}$ — собственная матрица системы.

$$
\mathbf{Ad} = \begin{bmatrix}
-\frac{R}{L} & -\frac{C}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
\frac{C}{I_{20}+I_{21}} & -\frac{\mu_2}{I_{20}+I_{21}} & \frac{\mu_2}{I_{20}+I_{21}} & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{I_{20}+I_{21}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & -\frac{\mu_2}{I_{19}} & \frac{\mu_2}{I_{19}} & 0 & 0 & \frac{1}{I_{19}} & -\frac{1}{I_{19}} & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & -\frac{\mu_3}{I_{18}} & \frac{\mu_3}{I_{18}} & 0 & 0 & \frac{1}{I_{18}} & -\frac{1}{I_{18}} & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{\mu_4}{I_{17}} & \frac{\mu_4}{I_{17}} & 0 & 0 & \frac{1}{I_{17}} & -\frac{1}{I_{17}} & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{\mu_5}{I_{17}} & \frac{\mu_5}{I_{17}} & 0 & 0 & \frac{1}{I_{16}} & -\frac{1}{I_{16}} \\
0 & C_1 & -C_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & C_2 & -C_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & C_3 & -C_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & C_4 & -C_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
\end{bmatrix}
$$

Проанализируем частотные свойства системы в целях выявления возможности упрощения математической модели.

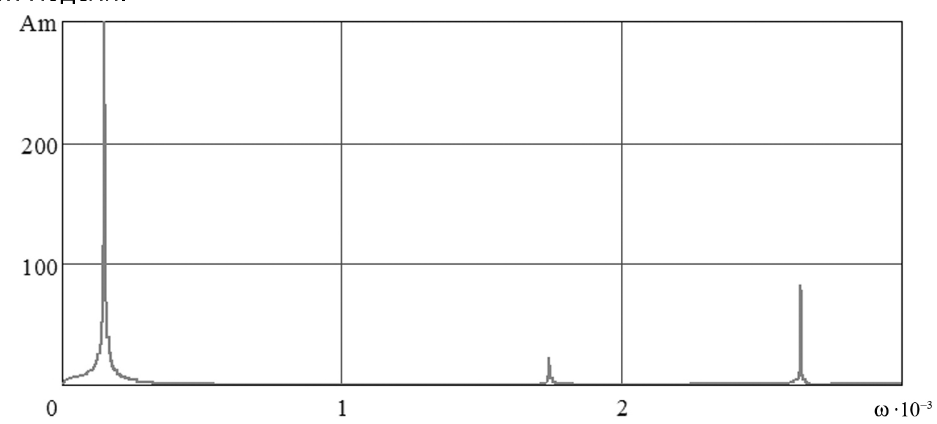


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика привода опорного диска

Из приведенного графика (рис. 3) видно, что помимо основной гармоники, соответствующей основной резонансной частоте привода, есть также высокочастотные составляющие.

Проведем анализ возможности применения метода адиабатического приближения в целях упрощения математической модели.

Расчетные значения постоянных времени

Колебательная система	Ременная передача	Вал червяка	Червячное колесо	Опорный диск
T, с	$5{,}647\cdot10^{-4}$	$2{,}821\cdot10^{-}$	$3{,}494\cdot10^{-5}$	$7{,}645\cdot10^{-3}$

Выводы. В связи с тем, что жесткость червячного редуктора на несколько порядков выше жесткости остальных элементов привода (см. таблицу), можно, используя метод адиабатического приближения, понизить порядок системы уравнений, считая жесткость редуктора бесконечно

большой величиной и приведя массы червяка и червячного колеса к предыдущему и последующему валам соответственно.

Библиографический список

1. Заковоротный В.Л. Нелинейная трибомеханика. — Ростов н/Д : Издательский центр ДГТУ, 2000. — 291 с.

2. Вульфсон И.И., Козловский М.З. Кинематические задачи динамики машин. — Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1968. — 281 с.

3. Вульфсон И.И. Динамический расчет цикловых механизмов. — Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1976. — 327 с.

References

1. Zakovorotnyi V.L. Nelineinaya tribomehanika. — Rostov n/D : Izdatel'skii centr DGTU, 2000. — 291 s. – in Russian.

2. Vul'fson I.I., Kozlovskii M.Z. Kinematicheskie zadachi dinamiki mashin. — L. : Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1968. — 281 s. — in Russian.

3. Vul'fson I.I. Dinamicheskii raschet ciklovyh mehanizmov. –– L. : Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1976. — 327 s. — in Russian.

Материал поступил в редакцию 15.06.10.

V.G. MIROSHNICHENKO, D.O. KOZYREV

ANALYSIS OF THE DRIVE POLISHER 3PD-320A MATHEMATICAL MODEL

The possibility of motions separation into «fast» and «slow» with the aim of reducing the analyzed system order is analysed.

***Key words**: modeling, drive.*

МИРОШНИЧЕНКО Владимир Григорьевич (р. 1948), профессор кафедры «Технологическое оборудование» Донского государственного технического университета, кандидат технических наук (1976), доцент (1986). Окончил Ростовский-на-Дону институт сельскохозяйственного машиностроения (1971).
Область научных интересов — динамика технологических процессов.
Автор 70 научных работ.

КОЗЫРЕВ Дмитрий Олегович (р. 1980), старший преподаватель кафедры «Технологическое оборудование» Донского государственного технического университета. Окончил ДГТУ (2002).
Область научных интересов — динамика технологических процессов.
Автор 12 научных работ.
kozyrevd@dstu.edu.ru

Vladimir G. Miroshnichenko (1948), Professor of the Process Equipment Department, Don State Technical University. Candidate of Science in Engineering (1976), Associate Professor (1986). He graduated from Rostov Institute of Agricultural Engineering (1971).
Research interests — dynamics of technological processes.
Author of 70 scientific publications.

Dmitry O. Kozyrev (1980), Senior Lecturer of the Process Equipment Department, Don State Technical University. He graduated from DSTU (2002).
Research interests — dynamics of technological processes.
Author of 12 scientific publications.
kozyrevd@dstu.edu.ru